

Как видно из таблицы, применение таких металлов способствует повышению эффективности теплообмена в кислых средах. Главный недостаток такого использования – высокая стоимость материала. Однако, если найти баланс в затратах на топливо (а попутный нефтяной газ вместо использования просто сжигается), сроках эксплуатации и энергетической эффективности оборудования, то можно в экономическом плане выиграть. Стоит отметить, что конденсационные экономайзеры просты в обслуживании и в эксплуатации, и еще в них в качестве теплоносителя используется ранее примененный дымовой газ, т.е. практически бесплатный теплоноситель, а влияние на экологию будет минимальным.

Список использованных источников

1. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок : учеб. пособие для вузов / под ред. А. М. Бакластова. М. : Энергоиздат, 1981. 336 с.
2. Металлы и сплавы : справочник / коллектив авторов; под ред. Ю. П. Солнцева; СПб. : НПО Профессионал, 2003. 1066 с.

УДК 621.56

Анфиногенов Р. Д.
Уральский федеральный университет
roman_anfin2010@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОМНАТНОГО РАДИАТОРА СО СПИРАЛЬНЫМИ РЕБРАМИ

Аннотация. Приведены данные о величине теплового потока, передаваемого комнатным радиатором со спиральными ребрами, в зависимости от расхода и температуры горячего теплоносителя. Сделан вывод об эффективности ребристых поверхностей по сравнению с гладкими не оребренными трубами.

Радиатор представляет собой трубу наружным диаметром $d_1 = 32$ мм с нанесенной вокруг нее по спирали стальной полосой толщиной $\delta = 1$ мм и высотой 12,5 мм, вытянутой без сварки, гофрированной в нижней части и приваренной к трубе с двух концов.

Шаг между ребрами $S = 4,7$ мм, наружный диаметр ребер $D = 57$ мм, общее число ребер (витков) $n = 244$, длина трубы, занятая ребрами $\ell = 1140$ мм, общая длина отдельной секции радиатора $L = 1270$ мм. Полная поверхность ребристой трубы для участка, занятого ребрами, $F_{PC} = F_{ГЛ} + F_P = 0,09 + 0,853 = 0,943$ м². Коэффициент оребрения $\omega = F_{PC}/F_1 = 8,23$, где F_1 – наружная поверхность трубы без ребер.

Эксперименты проводились с двумя последовательно включенными горизонтально расположенными радиаторами. Схема установки приведена на рисунке. Она включает в себя: 1 – термостат с встроенным нагревателем мощностью до 1,2 кВт, регулятором температуры и насосом; 2, 9 – ртутные

термометры для измерения температуры на входе и выходе из радиаторов с ценой деления 0,1 °С; 3, 6, 11 – соединительные шланги; 4 – регулировочный вентиль; 5 – исследуемые радиаторы; 7 – тройник со штуцером 8 для подключения мерного бака, предназначенного для измерения расхода теплоносителя; 10 – смеситель. Кроме того, измерялась температура окружающего воздуха на уровне нижней кромки ребер.

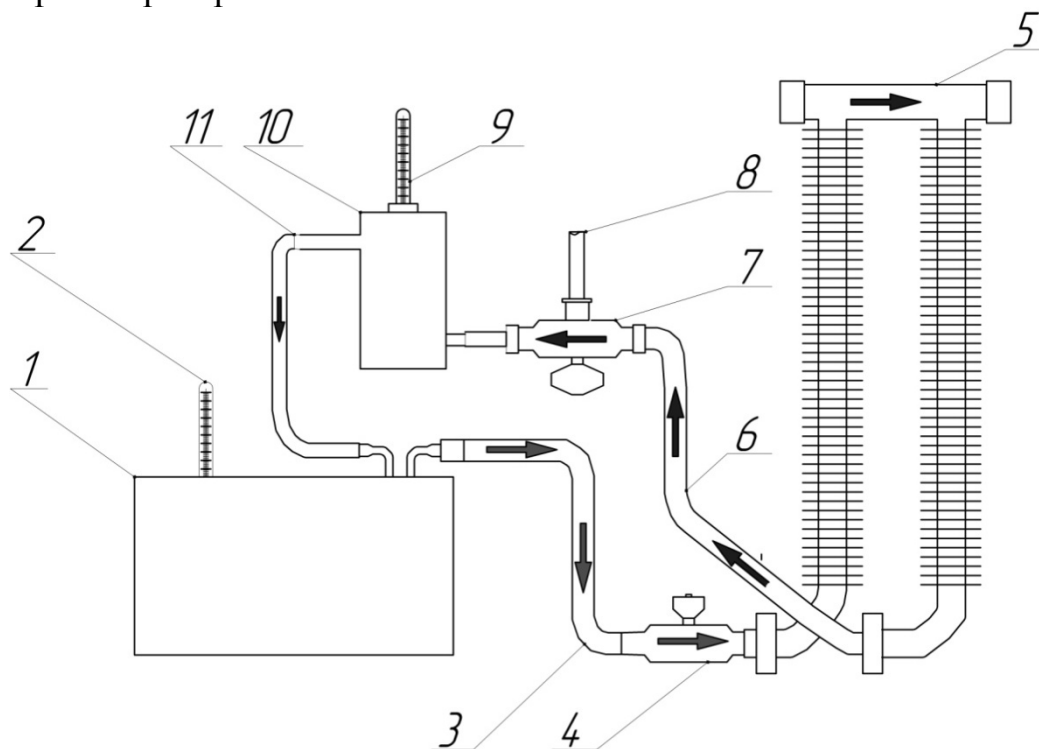


Схема экспериментальной установки

Исследования проводились при стационарном режиме. При этом измерялись: объемный расход теплоносителя V_1 с помощью мерного бака; температура воды на входе и выходе t'_1 и t''_1 ; температура окружающей среды t_0 .

Результаты исследований и некоторые расчетные данные приведены в таблице.

В таблице δt_1 – изменение температуры воды, $\delta t_1 = t'_1 - t''_1$; \bar{t}_1 – ее средняя температура (она же определяющая) $\bar{t}_1 = t_{\text{ОПР}} = (t'_1 + t''_1)/2$; Δt – температурный напор между водой и окружающим воздухом.

В расчетах физические параметры для воды (плотность ρ_1 , теплоемкость c_{p1}) выбирались из таблиц при $t_{\text{ОПР}} = \bar{t}_1$, а для воздуха (коэффициент кинематической вязкости ν_2 , число Прандтля Pr_2 , коэффициент теплопроводности λ_2) – при температуре t_0 .

Общий тепловой поток находился по формуле $Q_{\text{ОБЩ}} = G \cdot c_{p1} \cdot \delta t_1$.

Тепловые потери в соединительных шлангах от термостата до входа в ребристую трубу и от выхода из трубы до смесителя, а также в самом смесителе учитывались расчетным путем. Общая длина соединительных шлангов составляла 1,66 м. Размеры смесителя: диаметр 90 мм, высота 115 мм. Потери через дно смесителя не учитывались, т. к. оно было хорошо теплоизолировано.

Результаты исследования комнатных радиаторов

Параметры	№ серии								
	I			II			III		
	№ опыта			№ опыта			№ опыта		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$t'_1, ^\circ\text{C}$	68,5	82	89	71	82	89,6	71,5	80	89,5
$t''_1, ^\circ\text{C}$	66	78,6	85,1	68,5	78,4	86,2	69,1	77	86
$\delta t_1, ^\circ\text{C}$	2,5	3,4	3,9	2,5	3,6	3,4	2,4	3,0	3,5
$\bar{t}_1, ^\circ\text{C}$	67,3	80,3	87,1	69,8	80,2	87,9	70,3	78,5	87,8
$G, \text{кг/с}$	0,08	0,08	0,08	0,1	0,1	0,1	0,1163	0,1163	0,1163
$Q_{\text{общ}}, \text{Вт}$	820	1015	1154	1024	1345	1381	1143	1424	1654
$t_0, ^\circ\text{C}$	22	22	22	23	23	24	22	22	23
$\Delta t = \bar{t}_1 - t_0, ^\circ\text{C}$	45,3	58,3	65,1	46,8	57,2	63,9	48,3	56,5	64,8
$Q_{\text{пот}}, \text{Вт}$	71,9	94,1	113,8	71,1	90,9	108,4	66,0	95,7	118,0
$2 Q_{\text{рад}}, \text{Вт}$	748	1015	1154	953	1254	1272	1067	1328	1535
$Q_{\text{рад}}, \text{Вт}$	374	507	577	477	627	636	533	664	767

Расчет тепловых потерь в соединительных шлангах проводился по уравнению (учитывались термические сопротивления теплопроводности стенки шланга термическое сопротивление теплоотдачи от поверхности шланга к воздуху):

$$Q_{\text{ТР}} = \frac{\pi(\bar{t}_1 - t_{\text{КОМ}})\ell}{\frac{1}{2\lambda_{\text{ТР}}} \ln \frac{d'_2}{d'_1} + \frac{1}{\alpha_2 d'_2}}.$$

Здесь $\lambda_{\text{ТР}} = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ (коэффициент теплопроводности резинового шланга), $d'_1/d'_2 = 16/20 \text{ мм}$, $\ell = 1,22 \text{ м}$. Коэффициент теплоотдачи α_2 от наружной поверхности шлангов к воздуху оценивался по формулам при свободной конвекции около горизонтальных труб. При ламинарном режиме ($\text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^9$)

$$\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 d'_2}{\lambda_2} = 0,5(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25}, \quad \text{где } \text{Gr} = \frac{g\beta \Delta t \cdot (d'_2)^3}{\nu_2^2}, \quad \beta = \frac{1}{t_{\text{ОПР}} + 273}.$$

Определение потерь в смесителе проводилось по формуле

$$Q_{\text{см}} = \alpha_{\text{см}} \cdot \pi \cdot 0,09 \cdot 0,115,$$

где $\alpha_{\text{см}}$ – коэффициент теплоотдачи от боковой поверхности смесителя за счет свободной конвекции вдоль вертикальной стенки также рассчитывался по уравнению при ламинарном режиме

$$\text{Nu}_{\text{см}} = \frac{\alpha_{\text{см}} \cdot 0,115}{\lambda_2} = 0,7(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25}, \quad \text{где } \text{Gr} = \frac{g\beta \Delta t \cdot 0,115^3}{\nu_2^2}.$$

Тепловой поток, передаваемый в обеих ребристых трубах

$$2Q_{\text{рад}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{пот}},$$

отсюда находили тепловой поток, передаваемый в одном радиаторе $Q_{\text{рад}}$.

Среднеквадратичная погрешность определяемых величин составляла 13 %. Сравнение с расчетными данными для не оребренных труб показало практически восьмикратное увеличение передаваемого теплового потока. Таким образом, использование ребристой поверхности в 8 раз повышало эффективность отопления за счёт увеличения площади теплообмена, снижения металлоёмкости установки при одних и тех же параметрах воды по сравнению с гладкими трубами.

УДК 621.3

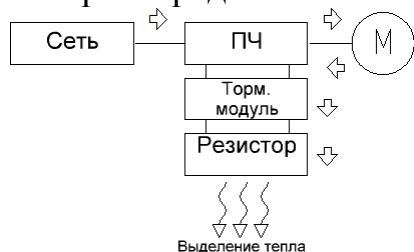
Аскеров Д. Р., Соколов И. В., Казакбаев В. М., Прахт В. А.
Уральский федеральный университет
emf2010@mail.ru

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА С РЕКУПЕРАТИВНЫМ МОДУЛЕМ

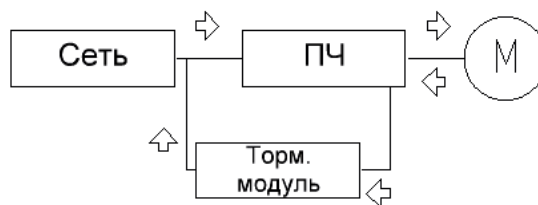
Аннотация. В работе проведен сравнительный экономический анализ различных конфигураций электропривода грузопассажирского лифта: с тормозным резистором и рекуперативным модулем. Сделаны выводы относительно оправданности применения рекуперативного электропривода в рассматриваемом приложении.

Частотно-регулируемые электроприводы (ЭП) переменного тока находят все большее применение в промышленности. Помимо управления двигателями применение таких устройств позволяет получить значительный эффект энергосбережения. В ряде приложений от ЭП требуется работа не только в двигательном режиме, но и в режиме торможения (привод экскаваторов, лифтов, подъемников), сопровождающийся выделением энергии.

Наиболее распространенные преобразователи частоты (ПЧ) не предусматривают рекуперацию энергии в сеть. В этом случае для рассеяния энергии могут использоваться тормозные резисторы [3]. Функциональная схема ЭП с тормозным резистором представлена на рис. а.



а)



б)

Функциональные схемы ЭП: а) с тормозным резистором; б) с рекуперативным модулем